Лекция № 1 (2 час.) *Основы теории турбомашин. Классификация турбомашин. Параметры, характеризующие работу турбомашин. Теоретические напорные характеристики турбомашин. Потери в турбомашинах.*

Турбомашины – это машины с лопастными рабочими колесами. Рабочей средой в этих машинах является жидкость, под которой в дальнейшем понимаются и жидкие и газообразные вещества.

По конструкции и характеру движения жидкости относительно оси вращения рабочего колеса различают центробежные и осевые турбомашины.

В центробежной турбомашине жидкость входит в колесо вдоль оси, выходит в плоскости вращения колеса, а в осевой – движется только вдоль оси вращения колеса.

Увеличение давления жидкости, необходимое для её движения в присоединенном к турбомашине напорном трубопроводе, происходит благодаря гидродинамическим силам, возникающим от динамического воздействия лопастей вращающегося колеса на поток жидкости.

1. Энергия текучего.

Работа турбомашин (вентиляторы, насосы, компрессоры) на горных предприятиях осуществляется за счет преобразования энергии текучего (как капельная, так и газообразная жидкость), получаемой от двигателя.

Уравнение, определяющее энергию текучего, можно представить на основании общей теории движения жидкости.

В гидравлике принято механическую удельную энергию жидкости элементарной струйки в сечении 1-1 относительно горизонтальной плоскости сравнения 0-0 выражать трехчленом (рис.1 а, б):

$$e_{стр} = \frac{P}{\rho \cdot g} + Z + \frac{\upsilon^2}{2g} = H \qquad (1),$$ где

P – давление, Па; ρ - плотность жидкости, кг/м^3; g - ускорение свободного падения, м/с^2; Z – геометрическая высота, м; υ - скорость, м/с; H – напор, м.

Выражение (1) представляется либо в линейных единицах высоты, м, либо в удельных энергетических, Дж/Н.

Это определение вытекает из уравнения Д.Бернулли для струйки идеальной жидкости:

$$\frac{P}{\rho} + g \cdot Z + \frac{\upsilon^2}{2} = E = const,$$

В этом уравнении каждый член представляет собой удельную энергию массы протекающей жидкости в Дж/кг; E – называют удельной работой или массовым напором. Разделив все члены уравнения на «g», получим выражение:

$$\frac{P}{\rho \cdot g} + Z + \frac{\upsilon^2}{2g} = H = const,$$

в котором каждый член имеет единицу измерения Дж/кг·м/с^2 = Дж/Н и представляет собой удельную энергию на 1Н веса протекающей жидкости.

Но Дж/Н = Нм/Н = М – единица измерения напора, которая особенно удобна для определения закономерностей движения текучего и работы турбомашин. Так, напор представляет собой один из основных показателей насосов, вентиляторов и турбин.

Следовательно, на основании уравнения (1) представляется возможным дать геометрическую интерпретацию удельной энергии массы жидкости, состоящей из трех отрезков (рис. 1,б):

$\frac{P}{g \cdot \rho}$ - пьезометрическая высота;

Z – геометрическая высота;

$\frac{\upsilon^2}{2g}$ - скоростная высота или скоростной напор.

2. Основные параметры машин для транспортирования текучего.

Ими являются: 1) количество подаваемого текучего в единицу времени, или действительная подача; 2) удельная полезная работа, которая может быть отнесена к единице массы (напор, м) и к единице объема (давление, Па); 3) суммарная работа в единицу времени, т.е. мощность.

Мощность бывает полезной, отдаваемой потоку, движущемуся по внешней цепи; затраченной – индикаторной, включающей полезную мощность с учетом всех аэродинамических потерь внутри самой машины, и суммарной, представляющей собой сумму индикаторной мощности и механических потерь на трение в подшипниках и уплотнениях внутри машины; 4) коэффициент полезного действия, определяемый как отношение полезной работы (мощности) к затраченной.

Работу турбомашины характеризуют:

Подача (производительность) **Q** – количество транспортируемой турбомашиной жидкости в единицу времени. Измеряется в объемных единицах ($м^3/с$, $м^3/мин$, $м^3/ч$) или в единицах массы. Применительно к насосам принят термин подача, к вентиляторам – **производительность.**

Напор (давление) **H,** создаваемый турбомашиной и представляющий собой приращение полной удельной (на 1 кг) энергии, полученной жидкостью в турбомашине. **Напор** измеряется в метрах столба жидкости, давление – в паскалях ($1Па = 1Н/м^2$). Внесистемными единицами давления являются $1кг/м^2$, $1кгс/см^2$, мм водного столба. $1кгс/см^2 = 10^4кгс/м^2 = 10^4$мм вод. ст. $= 9{,}8 \cdot 10^4$Па.

Применительно к насосам принят термин напор с обозначением **H**, а к вентиляторам и центробежным компрессорам – давление, обозначаемое соответственно **H** и **P**.

Различают избыточное давление, т.е. избыток измеряемого манометром давления над барометрическим давлением внешней среды, и абсолютное давление, равное сумме барометрического и измеренного манометром избыточного давления.

Мощность измеряется в ваттах ($1Вт = 1Дж/с$). Различают полезную мощность $\mathbf{N_П}$ – приращение в турбомашине энергии потока в единицу времени и мощность турбомашины (на валу турбомашины) **N** – энергию, полученную турбомашиной от двигателя в единицу времени.

КПД (η) турбомашины – отношение полезной мощности, сообщаемой потоку жидкости, к мощности турбомашины.

Рассмотрим вопрос о подаче машин, транспортирующих жидкости и газы. Подача является основным параметром, который в каталогах обычно соответствует максимальному КПД машины.

Подача может быть выражена в единицах массы за промежуток времени.

Объемная подача выражается количеством текучего, приведенного к атмосферному давлению. Для компрессоров и воздуходувок объемной подачей следует метать всасываемое количество воздуха из атмосферы при нормальных атмосферных условиях ($P_o = 101{,}5$ кПа и $T = 293$ К). В теории вентиляторов воздух принимается несжимаемым текучим, потому это условие теряет свое значение.

Теоретическая подача турбомашины определяется через скорость текучего, нормально направленную к живому сечению потока:

Для центробежных машин:

$Q = \pi \cdot D_2 \cdot в_2 \cdot \upsilon_{2п} \cdot 60$, где

$Д_2$ – внешний диаметр рабочего колеса, м; $в_2$ – ширина лопасти на выходе из колеса, м; $\upsilon_{2п}$ – радиальная составляющая абсолютной скорости при выходе из колеса, м/с.

Для осевых машин:

$$Q_т = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - d^2) \cdot \upsilon_a \cdot 60, \text{ где}$$

d- диаметр втулки рабочего колеса, м; υ_a – осевая составляющая абсолютной скорости потока при выходе из колеса, м/с.

Для поршневых машин теоретическая подача ($м^3$/мин) определяется по формуле:

$$Q_т = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 S \cdot n \cdot \psi \cdot i \cdot j \cdot 60, \text{ где}$$

D – внутренний диаметр цилиндра, м; S – ход поршня, м; n – частота вращения вала машины, $с^{-1}$; $\psi < 1$ – коэффициент, учитывающий уменьшение площади поршня за счет штока; i – число действий (рабочих циклов) за один оборот кривошипного вала машины; j – число параллельно работающих цилиндров в машине.

Теоретическая подача ротационной пластинчатой машины определяется по уравнению:

$Q_т = (2\pi R - SZ)(R - r)\ 120nL$, где

R и r – радиус соответственно цилиндра и ротора, м; S – толщина пластины, м; Z – число пластин; n – частота вращения вала машины, $с^{-1}$; L – длина ротора, м.

Подача винтовой машины:

$Q_т = (F_A Z_A + F_B Z_B)\ Ln\ 60$, где

F_A, F_B – площадки между двумя зубьями ротора, соответственно первого и второго, $м^2$; Z_A, Z_B – число зубьев ротора соответственно первого и второго; L – длина ротора, м; n – частота вращения вала машины, $с^{-1}$.

Напором машины H называют разность полных удельных энергий текучего при выходе из машины H_K и при входе в нее H_H:

$$H = H_K - H_H = \frac{P_K - P_H}{\rho g} + (Z_K - Z_H) + \frac{\upsilon_K - \upsilon_H}{2g}, \text{ где}$$

P_K и P_H – абсолютные давления соответственно на выходе и входе в машину, Па; Z_K и Z_H – высоты точек замера давления, отсчитанные от произвольной горизонтальной плоскости сравнения, м; υ_K и υ_H – скорости текучего на выходе и входе в машину, м/с.

Напор, создаваемый турбомашиной, не зависит от плотности текучего.

Приращение удельной энергии потока в машине может быть выражено в единицах измерения давления, так как $P = \gamma H = \rho g H$, где ρ – плотность текучего, $кг/м^3$.

Различают полезную мощность машины $N_П$ и мощность, потребляемую машиной N. Полезная мощность машины – мощность, сообщаемая машиной подаваемой потоку текучего:

$N_П = Q \cdot P$, где

Q – объемная подача машины, $м^3/с$; P – давление машины, Па.

3 Теоретические характеристики турбомашин.

Характеристиками турбомашин называют графически изображенные следующие зависимости:

$H = f(Q)$

$N = F(Q)$

$\eta = F(Q)$

$H_{ст} = \varphi(Q)$

$\eta_{ст} = \theta(Q)$

Эти зависимости даны n = const и они являются характеристиками при постоянной частоте вращения.

Ранее рассмотренные схемы турбомашин показывают, что основная их функция – преобразование энергии осуществляется за счет прохождения потока текучего через вращающуюся решетку лопаток рабочего колеса.

Отсюда следует, что одним из основных факторов, характеризующих работу этих машин, является структура потока, определяющаяся взаимодействием между текучим и лопатками рабочего колеса. Существенное значение имеют кинематические показатели: величины и направление скоростей, ускорения и формы траекторий движения.

Рассмотрим кинематику потока в турбомашинах.

Проходя через рабочее колесо при его вращении, жидкость участвует в переносном (вместе с рабочим колесом) и относительном (относительно колеса) движениях со скоростями U и W.

Вектор абсолютной скорости: $\bar{V} = \bar{U} + \bar{W}$, (1)

Абсолютная скорость – это скорость частицы жидкости относительно неподвижного корпуса.

Из выражения (1) следует, что анализ кинематики потока в пределах рабочего колеса турбомашины может основываться на построении параллелограммов скоростей.

4 Потери энергии в гидравлических машинах.

Потери энергии в вентиляторах и насосах делятся на гидравлические, объемные и механические, в компрессорах – ещё и на тепловые.

Гидравлические потери – это часть энергии, которую получает поток жидкости в гидравлической машине от её рабочих органов и которая расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений при движении потока в каналах машины.

С учетом гидравлических потерь напора действительно получаемая выходящим потоком жидкости энергия – действительный напор насосов и действительное давление вентиляторов будут:

$H = H_т - H_г$; $P = P_т - P_г$ (1), где

$H_т$ и $P_т$ – соответственно теоретический напор и давление; $H_г$ и $P_г$ – соответственно гидравлические потери напора и давления в насосе и вентиляторе.

Гидравлические потери характеризуются гидравлическим КПД:

Для насосов:

$$\eta_г = 1 - \frac{H_г}{H_т} \quad (2)$$

Для вентиляторов:

$$\eta_г = 1 - \frac{P_г}{P_т}$$

Объемные потери – это часть энергии, получаемой потоком жидкости и теряемой в результате утечек жидкости через зазоры в уплотнениях, перетоков жидкости, отвода части жидкости (в центробежных насосах) для уравновешивания осевого усилия и т.п. Поэтому подача (производительность) Q гидравлической машины меньше теоретической подачи (производительности) $Q_т$ рабочего колеса на величину утечек q. Объемные потери характеризуются объемным КПД:

$$\eta_о = \frac{Q}{Q_т} = \frac{Q_т - q}{Q_т} = 1 - \frac{q}{Q_т} \quad (3)$$

Механические потери – это часть энергии, получаемой гидравлической машиной от двигателя и расходуемой на преодоление механического трения в подшипниках, в уплотнениях, в центробежных насосах на трение наружной поверхности рабочего колеса и других деталей ротора о жидкость и т.п.

Механические потери учитываются механическим КПД:

$$\eta_м = 1 - \frac{N_{тр}}{N} \quad (4),$$ где

$N_{тр}$ – мощность механического трения.

Разность N – $N_{тр}$ представляет собой гидродинамическую мощность $N_{гд}$, передаваемую рабочим колесом жидкости:

$$N_{гд} = \frac{g \cdot \rho \cdot Q_т \cdot H_т}{1000}, \text{ кВт} \quad (5)$$

КПД гидравлической машины равен произведению:

$$\eta = \eta_г \cdot \eta_о \cdot \eta_м \quad (6)$$

Этот КПД иногда называют полным или общим КПД насоса или вентилятора. Он характеризует экономичность работы гидравлической машины и выражается отношением:

$$\eta = \frac{N_п}{N}$$

Лекция № 2 (2 час.) *Действительные индивидуальные характеристики турбомашин. Типовые и универсальные характеристики.*

Действительные характеристики турбомашин.

Действительный напор отличается от теоретического, выражаемого уравнением Л.Эйлера, на величину потерь напора в проточной части машины.

При изменении подачи машины изменяются потери напора, пропорциональные квадрату средней скорости потока, во-первых, вследствие непостоянного сопротивления проточной части и, во-вторых, из-за перемены направления скорости на входе в межлопаточные каналы. Последнее обуславливает удар жидкости (газа) о входные кромки лопаток и образование в потоке вихревых зон, вследствие чего характеристика действительного напора располагается ниже характеристики теоретического напора.

В зависимости от значения угла β_2 на выходе машины и конструктивных особенностей проточной части турбомашины действительная характеристика её имеет две основные типичные формы.

Характеристика, представленная на рис. 4,а, получена при угле наклона лопатки $\beta_2 > 90^o$. Особенностью такой характеристики являются зависимости H = f(Q) для данной машины в пределах напоров от $H_{х.х.}$ (холостого хода) до $H_{мах}$. Машины с характеристикой такого типа работают неустойчиво.

Другой вид характеристики, изображенный на рис. 4,б, свойственен турбомашинам с углом наклона лопаток $\beta_2 < 90^o$ при рациональной конструкции проточной части колеса. При этом зависимость H = f(Q) однозначна и работа машины может быть устойчивой при любых режимах.

Действительная характеристика мощности машины может быть получена из теоретических характеристик путем вычитания (при данных подачах) её потерь $\Delta N_{пот}$ из значений торетической мощности. При этом характер зависимости мощности от подачи в основном сохранится – действительная мощность машины бедут возрастать с увеличением подачи. Теоретическая мощность при подаче, равной нулю, также равна нулю. Действительная же мощность при Q = 0 (при закрытой задвижке) равна мощности холостого хода $N_{х.х.}$, затрачиваемой на покрытие потерь мощности в этом режиме. Потери мощности на холостом ходу обусловлены циркуляционными потоками в проточной части машины, дисковым трением о текучее, механическим трением в сальниках и подшипниках машин.

По действительным характеристикам напора и мощности выясняется и величина КПД турбомашины. Из уравнения мощности можно получить КПД:

$$\eta = \frac{QgH}{1000N} = \frac{\rho GgH}{1000N}$$, где

Q и G – соответственно объемная и массовая подача мощности; g – ускорение свободного падения; H – напор; N – действительная мощность машины.

Очевидно, КПД равен нулю при Q = 0 и H = 0, потому что при всех режимах работы машины $N_B \neq 0$. В пределах между Q = - и $Q = Q_{max}$ (рис.5,б) КПД машины достигает максимального значения.

Режим машины, при котором КПД достигает максимальной величины, называют оптимальным режимом: здесь мощность для создания напора и подачи расходуется в машине с наилучшим энергетическим эффектом, т.е. наиболее экономично.

Безразмерные и универсальные характеристики турбомашин.

Рассмотренные действительные характеристики являются размерными или индивидуальными характеристиками, применимыми лишь к данной машине. Однако, существуют приемы изображения характеристик в таких координатах, что они могут использоваться для целой серии подобных машин, такие характеристики называются безразмерными.

Они строятся в безразмерных координатах, обозначаемых общепринятыми для подачи, напора, давления и мощности буквами, но с черточкой сверху: Q, H, H_{CT}, P, N, η, η_{CT}.

Если имеются две подобные машины, отмеченные индексами A и B, то их подача

$Q_A = \pi D_{2A} B_{2A} V_{2rA}$; $Q_B = \pi D_{2B} B_{2B} V_{2rB}$;

Ввиду геометрического и кинематического подобий этих машин можно записать:

$$\frac{B_{2A}}{D_{2A}} = \frac{B_{2B}}{D_{2B}} = k = const; \qquad \frac{V_{2rA}}{U_{2A}} = \frac{V_{2rB}}{U_{2B}} = m = const;$$

(для всей серии подобных машин).

Где H – параметр, не имеющий размерности и называемый _

Разумеется, КПД является безразмерным параметром, и поэтому η = η.

По аналогии с топографической картой, дающей представление о широте, долготе и высоте расположения каждой точки на местности, где высота дается горизонталями, т.е. линиями постоянной высоты, можно построить топографическую, т.е. универсальную характеристику центробежной машины.

Для этого по осям прямоугольной координаты системы откладывают основные параметры машины Q, H или Q, N_B, а КПД представляют в виде изолиний, т.е. линий постоянного КПД.

Чем большее число кривых Q-H, Q-N_B, Q-η использовано для построения универсальной характеристики, тем полнее последняя отражает рабочие свойства центробежной турбомашины.

Лекция № 3 (2 час.) *Характеристики внешней сети. Эквивалентное отверстие внешней сети турбомашин. Рабочие режимы насосов и вентиляторов и условия их устойчивой работы.*

Характеристики внешней сети турбомашин.

Турбомашина соединена с внешней сетью: вентилятор с системой горных выработок, насос – с трубопроводом.

Характеристика внешней сети представляет собой зависимость между подачей Q и напором H, который должна развивать турбомашина для движения жидкости во внешней сети.

Напор турбомашины H расходуется на подъем жидкости на геометрическую высоту $H_Г$ (для насосной установки это расстояние по вертикали от поверхности воды в

резервуаре до сливного отверстия напорного трубопровода), создание скоростного напора в сливном отверстии напорного трубопровода $H_{СК}$ и преодоление гидравлических сопротивлений во внешней сети – потери напора $H_П$.

($H = H_Г + H_{СК} + H_П$)

Скоростной напор.

$$H_{СК} = \frac{\upsilon^2}{2g} \quad (5);$$ υ – скорость движения жидкости.

Потери напора по длине трубопровода и в местных сопротивлениях (повороты, сужения и т.д.).

$$H_П = (\lambda \frac{\iota}{d} + \Sigma\xi) \frac{\upsilon^2}{2g} = \xi_C \cdot \frac{\upsilon^2}{2g} \quad (6)$$

$H = H_Г + H_{СК} + H_П$, где

λ – коэффициент, зависящий от шероховатости внутренней поверхности трубопровода; **ι** - длина трубопровода; **d** - диаметр трубопровода; **ξ** - коэффициент местных сопротивлений; **υ** - скорость движения жидкости в трубопроводе**;** ξ_C - суммарный коэффициент сопротивлений.

Выразив **υ** через подачу **Q** и поперечное сечение F_T внешней сети, получим:

$$H = H_Г + RQ^2 \quad (7)$$

Причем $R = \frac{1 + \xi_C}{2g \cdot F_T}$ (8)**,** где R – постоянная сети (трубопровода).

Зависимость между **H и Q** – характеристика внешней сети – согласно выражению **(7)** в осях **Q-H** изобразится параболой.

КПД внешней сети (трубопровода).

$$\eta_T = \frac{H_Г}{H} \quad (9)$$

Рассмотренные характеристики внешней сети имеют место при турбомашинах, работающих с геометрической высотой подачи (насосы). Для турбомашин, работающих без геометрической высоты подачи (шахтные вентиляторы).

$H = R \cdot Q^2$ (10)

И характеристика сети изображается параболой, которая выходит из начала координатных осей.

Так как поперечное сечение сети может изменяться на её протяжении (например, вентиляционная сеть шахты), для упрощения расчетов пользуются понятием «эквивалентное отверстие» - абстрактное отверстие в идеально тонкой стенке, через которое проходит заданное количество воздуха, испытывающее при этом такое же сопротивление, как в фактической внешней сети турбомашины.

Если эквивалентное отверстие рудника обозначить А ($м^2$), то при протекании через это отверстие количества воздуха Q($м^3/с$)скорость его движения будет:

$$V = \frac{Q}{\psi A}, \text{ где } \psi\text{- коэффициент сжатия струи.} \quad (11)$$

На основании уравнения Д. Бернулли разность статических давлений по обе стороны тонкой стенки затрачивается только на создание кинетической энергии, т.е.

$$H = \frac{\upsilon^2}{2g} \cdot \rho = \frac{\rho}{2g\psi^2} \cdot \frac{Q^2}{A^2};$$

Выражая давление $H_{СТ}$ в Н/м^2 и принимая $\psi = 0,65$, g= 9,8м/с^2 и плотность воздуха $\rho \approx 1,2$кг/м^3, окончательно для шахтной вентиляционной сети

$$A = 1,19 \frac{Q}{\sqrt{H_{СТ}}} \quad (12)$$

Для насосного трубопровода

$$A = 0,345 \frac{Q}{\sqrt{H - H_Г}} \quad (13)$$

Подобие турбомашин и условия пропорциональности.

Движение жидкостей (газов) в проточной части машины имеет сложный характер. Поэтому точный расчет рабочих элементов машины представляет большие трудности. При проектировании вентиляторов, насосов и компрессоров широко используют опытные данные, полученные при исследовании машин, аналогичных проектируемой. Использование опытных данных при проектировании допустимо лишь при соблюдении законов подобия.

В современном гидромашиностроении широко применяется метод испытания моделей, позволяющий проверить проект и внести в него практические коррективы. Модели строят, как правило, с соблюдением законов подобия.

Физические явления, протекающие в геометрически подобных пространствах, называют подобными, если в соответственных точках этих пространств, сходственные физические величины находятся в постоянных соотношениях. Эти соотношения называются коэффициентами или масштабами подобия.

Напоры, создаваемые центробежными машинами в подобных режимах, относятся, как квадраты наружных диаметров рабочих колес, квадраты частот вращения валов и первые степени гидравлических КПД.

При изменении частоты вращения вала центробежной машины напоры, создаваемые ею в подобных режимах, относятся, как квадраты частот вращения валов и первые степени гидравлических КПД.

Давления, создаваемые турбомашиной в подобных режимах, пропорциональны плотности текучего перемещаемой среды (жидкости или газа).

Мощности на валах центробежных машин, работающих в подобных режимах, относятся, как пятые степени наружных диаметров рабочих колес, кубы частот вращения валов, первые степени плотностей перемещаемых машинами сред, и обратно пропорциональны полным КПД.

При небольшой разнице размеров и частот вращения машин можно полагать $\eta_A = \eta_B$.

Применяя формулы пропорциональности КПД машин, работающих в подобных режимах, можно принимать практически одинаковыми.

При строгих расчетах следует иметь в виду некоторые повышение КПД при увеличении размеров вентилятора (насоса). Не следует, однако, думать, что пересчет Q, H и N_B по формулам пропорциональности приводит к правильным результатам независимо от условий, в которых работает центробежная машина. Работа машины определяется не только её свойствами, но и свойствами трубопроводной системы, к ней подключенной. Поэтому определение основных параметров Q,H,N_B машины должно производиться с учетом её рабочих свойств.

Неустойчивость работы турбомашин.

В системах, состоящих из центробежных, осевых машин и трубопроводов, могут возникать изменения режимов, обусловленные рядом причин: срывами потока с лопастей (при дроссельном регулировании до малых расходов), изменением частоты вращения вала машины (при изменении частоты в электрической сети), изменением расходов со стороны

потребителей и т.п. Такие возмущения выводят систему из равновесия и в некоторых случаях могут обусловить неустойчивость работы системы, выражающуюся в самопроизвольных колебаниях подачи, давления и мощности. Затрудняется эксплуатация вентиляторов и компрессоров, в а некоторых случаях, возможна их поломка. В тех случаях, когда такие колебания со временем затухают, устойчивость системы восстанавливается. Однако при определенных условиях случайные возмущения вызывают колебания с возрастающей амплитудой, при которой устойчивость системы уже не восстанавливается, т.е. в системе возникают автоколебания – помпаж. Явление помпажа сходно с явлением резонанса при колебаниях механических систем.

Неустойчивость и помпаж – явления нежелательные, так как нарушают постоянство рабочего режима установки.

Помпаж опасен ввиду резкого толчкообразного повышения давления в потоке и соответственно увеличения напряжений в рабочих частях системы.

Лекция № 4 (2 час.) *Вентилятор и вентиляторная установка. Основные конструктивные элементы осевых и центробежных вентиляторов главного проветривания. Совместная работа вентиляторов на общую вентиляционную сеть.*

Для создания нормальных санитарно-гигиенических условий работы горнорабочих на шахтах подземные горные выработки проветриваются вентиляторными установками. Вентиляторная установка должна обеспечивать следующие параметры шахтной атмосферы: содержание кислорода не менее 20%, влажность не более 80%, скорость движения воздуха в забое не более 4м/с и запыленность не более 10мг/м^3.

Различают вентиляторные установки главного проветривания, предназначенные для проветривания всех выработок шахты, и местного – для вентиляции тупиковых забоев. При строительстве шахт применяются временные вспомогательные вентиляторные установки.

Вентиляторная установка главного проветривания располагается на поверхности и соединяется вентиляционным каналом с вентиляционным стволом шахты, закрытым сверху затвором. На входе работающего вентилятора создается разрежение, благодаря чему воздух под атмосферным давлением поступает в ствол шахты, омывает выработки и выбрасывается вентилятором в атмосферу. Вентилятор может всасывать воздух из шахты, а так же вентиляцию можно осуществить и нагнетанием воздуха в шахту. Вентилятор, работающий с превышением давления над атмосферным, называется нагнетательным ($P_K > P_A = P_H$), а с давлением меньше атмосферного – всасывающим ($P_K = P_A > P_{НАЧАЛЬНОЕ}$), где P_K – конечное давление; P_A – атмосферное давление. Один и тот же вентилятор может работать как всасывающе-нагнетательный.

Шахтные вентиляторы относятся к классу турбомашин, преобразующих механическую энергию двигателя в энергию движения воздуха с помощью лопаток рабочего колеса.

Оборудование, предназначенное для вентиляции главного проветривания шахт.

Классификация:

По назначению вентиляторные установки делятся на главные, вспомогательные и местного проветривания.

Главные вентиляторные установки служат для проветривания всех действующих выработок шахты или рудника, за исключением глухих (тупиковых) забоев.

Главные вентиляторные установки всегда располагаются на поверхности у устьев герметически закрытых стволов или штолен в центре шахтного поля при центральной схеме проветривания и на его флангах при диагональной схеме и пропускают весь воздух, проходящий по шахте (руднику) или её крылу.

По способу проветривания главные вентиляторные установки делятся на установки работающие: 1) по всасывающей; 2) нагнетательной; 3) комбинированной схемам вентиляции горного предприятия.

При всасывающей схеме вентиляции на входе работающего вентилятора создается разрежение, благодаря чему воздух под атмосферным давлением поступает в ствол шахты, омывает выработки и выбрасывается вентилятором в атмосферу.

Всасывающие вентиляторы, отсасывая из забоев и горных выработок воздух, содержащий вредные примеси, газы и пыль, создают в горных выработках разрежение. В шахтах, опасных по газу или пыли, должна применяться всасывающая вентиляция.

Установки главного проветривания с вентиляторами, работающими на нагнетание, создают в горных выработках давление, превышающее атмосферное.

Нагнетательное проветривание допускается только для не газовых шахт и лишь как исключение для неглубоких шахт первой категории по газу.

Требования, предъявляемые к установкам главного проветривания.

Вентиляторные установки в соответствии с ПБ должны иметь резерв по производительности от 20% до 45% и обеспечивать реверсирование воздушного потока не более чем за 10мин, при этом производительность должна составлять не мене 60% от нормальной. При этом они должны состоять из двух вентиляторных агрегатов одного типоразмера, один из которых является резервным. Кроме того, главные вентиляторные установки должны быть оборудованы реверсивными устройствами, позволяющими в случае возникновения пожара производить изменения направления воздушного потока (вентиляционной струи), поступающего в выработки.

Рабочий и резервный вентиляторы соединяются со стволом шахты системой вентиляционных каналов: подводящего, всасывающих, нагнетательных, обводных, диффузора с выходной частью. Каналы выполняются в бетоне в комплексе со зданием, в котором размещаются вентиляторные агрегаты.

Таким образом, в общем случае в состав вентиляторной установки главного проветривания входят: два вентиляторных агрегата, состоящих из вентиляторов с электродвигателями и аппаратуры управления, автоматизации и контроля; вспомогательное оборудование для переключения и реверсирования воздушного потока; система вентиляционных каналов, обеспечивающих прямую и реверсивную работу каждого из вентиляторов; глушителя шума.

Вспомогательное оборудование включает в себя: ляды, с помощью которых перекрываются вентиляционных каналы; механизмы для открывания и закрывания ляд; устройства для уплотнения ляд; люки для доступа в каналы.

Ляды выполняются падающего типа или самоходными вертикальными по типу дверей. В качестве привода ляд применяются лебедки с системой канатов (падающие ляды), цепной привод с червячным редуктором и винтовой с моторным редуктором для самоходных вертикальных ляд.

Компоновка вентиляторной установки определяется типом вентилятора и его конструктивными особенностями: осевой или центробежный, с одно- или двусторонним всасыванием, реверсивный или нет.

На шахтах и рудниках эксплуатируются осевые вентиляторы типа: ВОД, ВОК, ВОКД, ВОКР и в отдельных случаях устаревшие вентиляторы В-УП, В-УПД (В – вентилятор; О – осевой; К – с крученными лопатками; Д – многоступенчатые; Р – реверсивный; П – с пневмоприводом; УП – усиленными подшипниками; УПД – усиленными подшипниками и удлиненным диффузором). Согласно ГОСТ 11004-75 осевые вентиляторы имеют маркировку: одноступенчатые – ВО и многоступенчатые – ВОД.

В настоящее время выпускается одна разработанная в последнее время серия вентиляторов ВОД (ВОД – 11, ВОД – 16, ВОД – 21, ВОД – 30, ВОД – 40 и ВОД - 50). Цифра в маркировке вентиляторов – размеры диаметра рабочего колеса по концам лопаток в дециметрах.

Главные осевые вентиляторы предназначены для проветривания шахт и рудников небольшой глубины, общая шахтная депрессия которых не превышает 4000Па.

Вентиляторы ВОД – двухступенчатые. Для уменьшения шума они не имеют входных направляющих аппаратов и собраны по двум условным схемам РК + РК (вентиляторы ВОД-11 и ВОД-16, причем ВОД-16, в отличие от других вентиляторов серии ВОД имеет встречное вращение рабочих колес) и РК + НА + РК + СА (остальные вентиляторы ВОД): РК – рабочее колесо, НА – направляющий аппарат, СА – спрямляющий аппарат.

В шахтной практике могут возникнуть условия для совместной работы вентиляторов, вызванные: 1) конфигурацией вентиляционной сети, когда вентиляторы располагаются на крыльях шахтного поля; 2) надобностью в некоторых случаях (при внезапном обильном выделении газа) включить в работу резервный вентилятор; 3) необходимостью при местной вентиляции преодолевать большее сопротивление трубопровода или выработок, нежели давление, развиваемое одним вентилятором.

В первых двух случаях вентиляторы относительно друг друга соединяются параллельно, в третьем – последовательно.

Лекция № 5 (2 час.) *Регулирование рабочего режима вентилятора. Реверсирование воздушной струи.*

Основной целью регулиргования вентиляторных установок является необходимость настройки их на требуемый режим работы, который зависит от протяженности рудничной вентиляционной сети и срока эксплуатации рудника.

Для регулирования шахтных центробежных вентиляторов главного проветривания широко применяются осевые направляющие аппараты с поворотными лопатками. Их применение экономически целесообразно при необходимости сравнительно неглубокого регулирования, а также в сочетании с регулированием изменением частоты вращения, например при помощи электропривода с машинно-вентильным каскадом.

Способ регулирования – изменением ширины колеса и коэффициента заполнения потоком его межлопаточных каналов – весьма близок один к другому, поскольку оба они в конечном счете связаны с изменением площади выходного сечения рабочего колеса.

Одним из наиболее распространенных способов комбинированного регулирования является двухкомпонентный , включающий в себя бесступенчатое регулирование с помощью осевых направляющих аппаратов и одноразовую замену электродвигателя.

Реверсирование вентиляторов ВОД-21, ВОД-30, ВОД-40 и ВОД-50 осуществляется изменением направления вращения приводного электродвигателя с одновременным поворотом лопаток направляющего и спрямляющего аппаратов.

При реверсировании струи воздуха лопатки НА и СА поворачиваются на углы 153^{o} и 158^{o} и направление их выпуклости изменяется на противоположное.

Центробежные вентиляторы являются нереверсивными, поэтому изменение направления воздушного потока осуществляется с использованием обводных каналов по которым воздух нагнетается в шахту при реверсивном режиме работы вентилятора. Для компоновки этих установок характерен также общий диффузордля обоих вентиляторов, который на некоторой высоте переходит в сужающуюся надстройку (конфузор).

Лекция № 6 (2 час.) *Вентиляторы для местного проветривания. Вентиляционные трубы, их выбор, монтаж и эксплуатация.*

Вентиляторная установка местного проветривания находится в шахте и состоит из вентилятора с приводами, вентиляционных воздуховодов, пусковой аппаратуры и аппаратуры контроля и автоматизации. Они снабжаются одним и реже двумя вентиляторами.

При нагнетательном способе проветривания вентилятор устанавливается в выработке со свежей струей воздуха на расстоянии не менее 10 м от исходящей струи и по трубопроводу подает свежий воздух в забой. Загрязненный воздух удаляется из забоя по выработке.

При всасывающем способе проветривания свежий воздух в забой поступает по проветриваемой выработке, а загрязненный воздух отсасывается из забоя по трубопроводу и нагнетается в исходящую струю.

Трубопроводы вентиляторных установок местного проветривания изготавливаются из тонколистовой стали, фанеры, прорезиненных тканей, капрона или полихлорвинила. Трубопровод в выработке подвешивают с помощью крючьев, тросов и расчалок.

При этом расстояние от конца вентиляционных труб до забоя не должно превышать 10 метров.

Стандартом предусматривается изготовление вентиляторов местного проветривания двух типов:

Осевых одноступенчатых с электрическим (ВМ) или пневматическим (ВМП) приводами, а также центробежных с электрическими приводами и осевым выходом потока (ВМЦ).

Лекция № 7 (2 час.) *Кондиционирование воздуха и калориферные установки. Эксплуатация и основные положения при проектировании вентиляторных установок.*

ПБ регламентируют температуру и скорость движения воздушной струи: в рабочих местах горных выработок температура не должна превышать 26^0С, а минимальное значение скорости воздуха в зависимости от его температуры 0,25-2 м/с.

В шахтах на глубине 600-700 м необходимые атмосферные условия достигаются благодаря вентиляции. На значительных глубинах (свыше 1300 м) возникает необходимость в кондиционировании воздуха, т.е. искусственном регулировании атмосферных условий в горных выработках с помощью холодильных установок: парокопрессорной холодильной установки (ПКХУ) (в качестве хладагента применяют аммиак, углекислоту и фреоны- галоидные производные насыщенных углеводородов, в основном метана и этана); абсорбционной холодильной установки (АХУ). Схема АХУ аналогична ПКХУ, но отличается применением насоса вместо компрессора и двух аппаратов –абсорбера и парогенератора и в ней не затрачивается механическая работа (на привод компрессора), а используется тепло.

Калориферные установки предназначены для регулирования температуры воздуха, поступающего зимой в ствол шахты. Регулирование в стволе температуры воздуха достигается его подогревом в калориферах, для чего используется водяной пар.

Нагрев воздуха производят до 60-70^0С, чтобы смесь его с холодным воздухом, поступившим из атмосферы, имела температуру +2^0С.

Калориферная установка соединяется со стволом шахты каналом с уклоном 5-10^0. Они бывают вентиляторные и безвентиляторные.

Лекция № 8 (2 час.) *Шахтные воды и их характеристика. Основное оборудование водоотливных установок. Общие вопросы теории работы и устройства центробежных насосов. Конструкция и параметры.*

Обводненность шахт оценивается величиной коэффициента водообильности , т.е. отношением веса откачиваемой воды к весу добытого за этот же период полезного ископаемого.

По химическому составу шахтные воды подразделяются на кислотные, щелочные и нейтральные. Значения pH для сильно кислотной воды составляют 0-3, слабо кислотной 4-6, нейтральной – 7, слабощелочной 8-10, сильно щелочной 11-14.

Шахтные воды отличаются также жесткостью. Различают временную и постоянную жесткость.

Под градусом жесткости понимают содержание 10 мг окиси кальция или 14 мг окиси магния в 1 литре воды. Вода до 10 градусов жесткости называется мягкой. Жесткость шахтной воды достигает 175 мг-экв./л.

Шахтный водоотлив организован следующим образом: вода из всех выработок поступает в водосборник по канавкам выработок. Вода с нижележащих горизонтов вспомогательными насосными агрегатами поднимается в водосборник главной

водоотливной установки, которая перемещает её по трубам на поверхность. Водосборник обычно располагается у клетевого ствола с заглублением у насосной станции на 5-7м ниже уровня горизонта.

По назначению насосные установки подразделяют на главные, вспомогательные, участковые и проходческие.

Главные насосные установки служат для откачки воды из всей шахты, вспомогательные – для подъема воды из нижележащих горизонтов в водосборник главной насосной установки, участковые – для откачки воды из забоев наклонных выработок, а проходческие – для откачки воды при проходке стволов.

Насосы, так же как и вентиляторы, относятся к турбомашинам. Они создают большое избыточное статическое давление за счет давления нагнетания. Поэтому возникающее в рабочем колесе большое скоростное давление переходит в статическое.

Шахтная водоотливная установка состоит из центробежного насоса, электродвигателя с пусковой аппаратурой, всасывающего и нагнетательного трубопроводов.

Основными техническими данными, характеризующими работу насоса, являются: подача, напор, напор при нулевой подаче, вакуумметрическая высота всасывания, допустимая вакуумметрическая высота всасывания (4-5 м), мощность на валу насоса, к.п.д. насоса.

Характеристика насоса – графическая зависимость основных технических показателей от подачи при постоянной частоте вращения, вязкости и плотности жидкости. Определяется при испытаниях данного типа насоса, поэтому называется иногда индивидуальной.

Характеристика трубопровода – зависимость напора, расходуемого на перемещение единицы жидкости в трубопроводе от расхода.

Для установления рабочего режима насоса необходимо на его характеристику нанести характеристику трубопровода. Точка их пересечения определяет рабочий режим насоса.

Лекция № 9 (2 час.) *Совместная работа насосов на общий трубопровод. Причины возникновения кавитации в насосах и меры по ее устранению.*

Если при одиночной работе насосов на предельной скорости вращения или при максимально возможном угле установки лопастей рабочего колеса не обеспечивается необходимая подача или давление в сети, тогда прибегают к совместной работе насосов.

При параллельной работе насосов вода, подаваемая каждым насосом, поступает в общую сеть; при последовательной работе насосов вода проходит через другой насос. В горной практике часто используют совместную работу насосов. Если один насос не справляется с откачкой суточного притока, то можно предусмотреть параллельную работу насосов. Если напор, создаваемый одним насосом, не обеспечивает водоподъема, то можно предусмотреть последовательную работу насосов.

Совмещение характеристик внешней сети с суммарной характеристикой двух параллельно работающих насосов показывает, что подача двух насосов больше, чем подача насоса при одиночной работе, но меньше суммарной подачи обоих насосов при их одиночной работе. Это объясняется тем, что с увеличением подачи жидкости увеличиваются также потери давления во внешней сети.

Последовательное включение насосов применяется обычно для повышения давления.

При входе жидкости на лопасти рабочего колеса ее абсолютное давление может оказаться меньше давления парообразования при данной температуре, что приведет к появлению полостей, заполненных паром. При движении жидкости через проточную часть насоса эти пузырьки пара быстро конденсируются, когда входят в зону с более высоким давлением. Частицы жидкости, заполняющие полость конденсирующегося пузырька движутся к его центру со значительными скоростями. При внезапной остановке

жидкости происходит местный гидравлический удар большой силы. Комплекс явлений, связанных с парообразованием внутри жидкости с последующей конденсацией паровых пузырьков, сопровождающихся гидравлическим ударом, называется кавитацией.

О появлении кавитации можно судить по следующим признакам:

1) возникновению шума и вибрации насоса, происходящих из-за конденсации пузырьков пара в области повышенного давдления;

2) резкому изменению эксплуатационных характеристик насоса;

3) кавитационному разрушению материалов. Оно является следствием механического воздействия при разрушении пузырьков пара. (эрозии). Механическое разрушение защитной пленки окислов приводит к интенсификации электрохимических процессов коррозии. Кавитационное разрушение материалов есть результат совместного действия эрозии и коррозии.

Мероприятия по предупреждению кавитации следующие:

1) уменьшение геометрической высоты всасывания, скорости движения воды и сопротивления во всасывающей линии;
2) установка насоса ниже уровня воды в колодце.
3) Установка дополнительного бустерного насоса во всасывающей линии главного насоса.

Лекция № 10 (2 час.) *Эрлифты и гидроэлеваторы. Скважинные и иглофильтровые установки. Особенности устройства проходческих водоотливных установок.*

Эрлифт – это воздушный подъемник, представляющий собой устройство, в котором для транспортировки воды используется пневматическая энергия.

Достоинством эрлифтов является: простота устройства, малые габариты в плане, отсутствие движущихся деталей, расположение основного оборудования на поверхности, уменьшение протяженности выработок, относящихся к водоотливу, безопасность работы, надежность, уменьшение затрат труда при эксплуатации, саморегулирование с изменением глубины погружения при откачке воды, возможность откачивания неосветленной воды.

К недостаткам эрлифтов относится низкий к.п.д. (0,2-0,4) и большая глубина погружения форсунки.

Эрлифты применяются для гидроподъема на гидрошахтах и для водоотлива.

Гидроэлеватор – водоструйный насос, в котором используется энергия рабочей воды, подаваемой стационарным насосом.

Достоинствами гидроэлеватора является простота устройства, небольшие размеры в плане, отсутствие движущихся частей, возможность откачки пульпы, откачка насухо и минимальные затраты на обслуживание.

Недостатком гидроэлеватора является низкий к.п.д. (не более 0,4, а при откачке пульпы – не более 0,25).

В шахтной практике гидроэлеваторы применяются для чистки водосборников и зумпфов. При этом рабочая вода подается обычно из напорного трубопровода главной водоотливной установки.

Лекция № 11 (2 час.) *Трубопроводы насосов. Эксплуатация водоотливных установок. Основные положения при проектировании водоотливных установок.*

Для трубопроводов насосов применяются стандартные стальные бесшовные горячедеформируемые трубы.

Трубы между собой, а также с фасонными частями (колена, тойники, переходы и т.д.) и арматурой (компенсаторы, задвижки и т.д.) соединяются с помощью фланцев и болтов.

На подводящем трубопроводе устанавливают приемную сетку с клапаном, на напорном трубопроводе – задвижку, обратный клапан и компенсаторы.

При изменении температуры в стволе и значительной длине напорного трубопровода в нем возникают температурные напряжения, для устранения которых применяются телескопические (сальниковые) компенсаторы. Такой компенсатор состоит из двух входящих одна в другую труб. Сальниковая набивка из просмоленной пеньки или кожи удерживается втулкой. Участки трубопровода присоединяются к фланцам компенсатора.

При прокладке трубопровода используются фасонные части.

При применении кислотоупорных насосов для перекачивания воды повышенной кислотности, содержащей свыше 50 мг свободной серной кислоты на 1 л воды, трубопроводы и их арматура должны быть изготовлены из кислотоупорных хромникелевых сталей или защищены изнутри и снаружи от коррозии. Защитные покрытия внутренних поверхностей трубопроводов могут быть свинцовые, деревянные или пластмассовые. Толщина свинцовой denthjdrb 8-15 vv. Деревянной -25 мм.

Для предохранения наружной поверхности труб от коррозии используется антикоррозионное полимерное покрытие или защитная краска.

Лекция № 12 (2 час.) *Сжатый воздух, область применения пневматической энергии на горных предприятиях. Основные типы компрессоров, их технико-экономические параметры и область применения. Основы теории поршневых компрессоров. Одноступенчатое и многоступенчатое сжатие.*

В настоящее время для рудников, применяющих пневматическую энергию, разработано большое число машин и механизмов для механизации очистных и подготовительных работ, бурения, транспортирования руды по откаточным выработкам, пневмозакладки, водоотлива, вентиляции и других процессов.

На рудниках пневматическая энергия применяется для бурильных молотков, перфораторов, буровых кареток и буровых станков, а также для погрузочных машин и кондиционирования воздуха.

Пневмоприводом называют систему, приводящую в движение исполнительный механизм с помощью энергии сжатого воздуха. Основным элементом пневмопривода является пневмодвигатель, преобразующий энергию сжатого воздуха в механическую работу.

Питание пневмоприводов осуществляется централизованно, система их циркуляции принимается разомкнутой с одной питающей магистралью (напорной линией).

По принципу действия пневмодвигатели делят на объемные и турбинные. Турбинные пневмодвигатели предназначены только для вращательного движения исполнительных органов и эффективны лишь при высоких частотах вращения. Объемные пневмодвигатели более универсальны, так как могут производить механическую мощность при поступательном (пневмоцилиндры), вращательном (пневмомоторы) и поворотном движениях выходного элемента связи.

К объемным пневмодвигателям относятся: радиально-поршневые с звездообразным расположением цилиндров, шестеренные (прямо- и косозубые и шевронные) с двумя зубчатыми колесами внешнего зацепления одинаковых размеров и ротационные.

В машинах, предназначенных для сжатия газа, увеличение давления происходит либо за счет уменьшения объема пространства, в котором находится газ (объемные компрессоры, к числу которых относятся поршневые и винтовые), либо за счет сообщения потоку газа энергии от динамического воздействия на него лопастей рабочих колес (центробежные компрессоры).

В поршневых компрессорах одностороннего действия всасывание воздуха из атмосферы в цилиндр происходит через всасывающий клапан при ходе поршня слева направо. При ходе поршня справа налево этот клапан закрывается, воздух сжимается и

выталкивается через нагнетательный клапан в воздухопроводную сеть. В компрессоре двустороннего действия эти процессы протекают с обеих сторон поршня.

Описанные компрессоры называются одноступенчатыми, сжатие воздуха в них от начального до конечного давления производится сразу за один ход поршня. В многоступенчатых компрессорах сжатие воздуха от начального до некоторого промежуточного давления производится в первой ступени, а затем в последующих ступенях он сжимается до требуемого конечного давления.

Лекция № 13 (2 час.) *Особенности работы, конструкции и область применения поршневых, ротационных (винтовых, пластинчатых) и турбокомпрессоров.*

Поршневые компрессоры в зависимости от числа ступеней сжатии, числа цилиндров и степени действия бывают: одно- и многоступенчатые; одно- и многоцилиндровые; одно- и двустороннего действия.

Различают компрессоры: горизонтальные, горизонтальные оппозитные, вертикальные, с прямоугольным и с V- образным расположением цилиндров в вертикальной плоскости.

Ротационные компрессоры применяют при низких давлениях (двухступенчатые до 1 Мпа), при малой и средней производительности. По конструктивным признакам ротационные компрессоры подразделяются на пластинчатые и винтовые.

В пластинчатых машинах ротор находится в цилиндре компрессора эксцентрично относительно цилиндра так, что он едва не касается в одном месте стенки цилиндра. В роторе выфрезерованы радиальные или под углом к радиусу глубокие пазы. В них движутся пластины, разделяющие серповидное пространство между роторами и корпусом на несколько частей. Центробежной силой пластины при вращении ротора прижимаются к стенке цилиндра. Камера или ячейка, находящаяся против отверстии, через которое всасывается воздух, имеет наибольший объем. При вращении ротора камера выходит из контакта со всасывающим отверстием и объем ее начинает уменьшаться, наступает последовательное сжатие воздуха (такое же, как у компрессора с возвратно-поступательным движением поршня) и далее нагнетание.

Винтовой компрессор состоит из корпуса с всасывающим и напорным патрубками, ведущего и ведомого винтовых роторов и повышающего редуктора, ведущая шестерня которого насажена на вал. Воздух из всасывающего патрубка поступает в винтовые каналы между роторами и корпусом. В определенный момент вращения эти заполненные воздухом полости сначала изолируются от всасывающего патрубка, а затем зубцы одного ротора постепенно заполняют впадины другого и объем воздуха в канале уменьшается. Воздух во впадине ротора начинает сжиматься, так как спиральный зуб другого ротора начинает заполнять эту впадину. Сжатие воздуха продолжается до соединения заполненной воздухом полости с выхлопным окном.

Благодаря большой частоте вращения ротора процесс сжатия происходит настолько быстро, что утечки воздуха невелики.

В горной промышленности большое применение получают центробежные компрессоры (турбокомпрессоры), имеющие большую производительность, нежели объемные машины.

Увеличение давления воздуха в центробежных компрессорах происходит за счет динамического воздействия на его поток лопастей вращающегося рабочего колеса.

Так как в одноступенчатой (одноколесной) турбомашине сжатие воздуха может быть произведено до сравнительно небольшой величины, то для получения требуемого давления центробежные компрессоры строятся многоступенчатыми с несколькими последовательно соединенными рабочими колесами.

Основными деталями центробежного компрессора являются: корпус, ротор, диафрагмы, подшипники и промежуточные охладители. Корпус литой, чугунный, разъемный в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Ротор компрессора состоит из кованого стального вала, на котором насажены рабочие колеса, разгрузочный поршень (думмис) и опорный диск. В связи с уменьшением объема воздуха при сжатии в ступенях центробежного компрессора диаметр или ширина колес уменьшается в направлении от всасывающей стороны к нагнетатнльной. Рабочие колеса закрытые, выполненные из высококачественной стали, сотоят из двух дисков, к которым заклепками или сваркой крепятся загнутые назад стальные onfvgjdfyyst лопасти коробчатого или Z – образного сечения. В последних конструкциях компрессоров лопасти фрезеруют из тела диска.

Лекция № 14 (2 час.) *Компрессорные станции. Компоновочные схемы. Вспомогательное оборудование компрессорных станций: фильтры, воздухосборники, охлаждение сжимаемого воздуха.*

Воздух в компрессоры всасывается снаружи помещения компрессорной станции со стороны, наименее запыленной и освещаемой солнцем, на высоте не менее 3 м.

Для очистки всасываемого в компрессор воздуха до предельно допустимой запыленности 0,5 мг/м^3 применяются фильтры. Скорость воздуха должна быть равномерной по всей поверхности фильтра и не превышать 3 м/с. Фильтры могут быть индивидуальными для каждого компрессора и общими для всей компрессорной станции. По устройству различают ячейковые и самоочищающиеся фильтры.

Смазываемые узлы компрессора делятся на холодные и горячие. Холодные узлы, не соприкасающиеся непосредственно со сжатым воздухом (подшипники, направляющие крейцкопфа и т.д.), имеют температуру не выше 50^{0}С. Горячие узлы, соприкасающиеся со сжатым воздухом, это цилиндр, поршень, воздухораспределительные устройства, сальники.

Охлаждение воздуха при его сжатии в компрессоре имеет большое значение для уменьшения затраченной работы, а при поршневом компрессоре, кроме того, и безопасности, так как наивысшая температура воздуха должна быть не более допкстимой температуры нагревания смазки. При недостаточном охлаждении возможен взрыв масляного нагара.

Сжимаемы воздух в поршневом компрессоре охлаждается обычно с помощью водяной рубашки. Для этого в цилиндре предусматривают полости, в которых циркулирует вода.

Для охлаждения воздуха при переходе его из одной ступени сжатия в другую применяется промежуточный охладитель, который состоит из трубок, помещенных в корпус. Вода циркулирует внутри трубок, а воздух – снаружи. Воздух и вода могут иметь одинаковое (прямоток) и противоположное (противоток) направление движения.

В настоящее время большое применение находят концевые охладители, устанавливаемые на выходе сжатого воздуха из компрессора производительностью свыше 10 м^3/мин. Они расположены на выходе воздуха из компрессора и необходимы для отделения конденсата, благодаря чему уменьшается возможность образования и воспламенения нагаро-масляных отложений в трубопроводах.

На центробежных компрессорах концевые охладители применяются в отдельных случаях для снижения температуры воздуха при совметной работе центробежных и поршневых компрессоров на общий воздухопровод.

Воздухосборники имели большое распространение при поршневых компрессорах до применения концевых охладителей и выполняли в некоторой степени функцию охладителей по отделению конденсата из сжатого воздуха. Кроме того, с помощью воздухосборника сглаживаются колебания давления сжатого воздуха, обусловленные прерывистым характером подачи его компрессорами(при отсутствии в них буферных емкостей). Воздухосборники аккумулировали также сжатый воздух при неравномерном потреблении его.

Воздухосборники изготавливаются в виде сварных цилиндрических вертикальных емкостей, расположенных за компрессором. Каждый воздухосборник кроме фланцев для присоединения воздухопровода имеет предохранительный клапан, манометр, кран для спуска конденсата, задвижку для разобщения воздухосборника от воздухопровода, люки для чистки, гнезда для установки термометров и предохранительную плавкую пробку.

В настоящее время применение воздухосборников считается целесообразным при условии, что их объем составляет более 20% объема воздухопровода, так как это способствует уменьшению частоты включения регулятора производительности компрессоров.

Лекция № 15 (2 час.) *Воздухопроводные сети пневматических установок и их характеристика. Эксплуатация пневматических установок Основы проектирования пневматических установок.*

Шахтная воздухопроводная сеть, по которой транспортируется сжатый воздух от места производства его к потребителям, представляет собой разветвленную систему воздухопроводов. От общего воздухопровода, проложенного от компрессорной станции по поверхности, стволу и околоствольному двору, идут ответвления по квершлагам и от них по штрекам к потребителям в очистные и подготовительные забои.

В связи с подвиганием горных работ длина и конфигурация воздухопроводной сети беспрерывно изменяется.

Воздухопроводные сети включают в себя магистральные и распределительные воздухопроводы. По магистральным воздухопроводам сжатый воздух транспортируется от компрессоров до распределительных устройств в пунктах потребления сжатого воздуха, а по распределительным – подводится к потребителям.

Для магистральных трубопроводов применяют стальные газовые сварные и бесшовные общего назначения трубы, для распределительных – шланги.

Воздухопровод может быть расположен в клетевом или скиповом стволе. При отсутствии на компрессорной станции концевых охладителей прокладка труб в скиповом стволе предпочтительнее, так как от труб нагревается не поступающий в шахту, а выходящий из шахты воздух. В настоящее время на всех компрессорных станциях должны быть концевые охладители, поэтому воздухопровод следует располагать в клетевом стволе, где его легче осматривать и окружающая среда менее агрессивна.

Эксплуатация пневматической установки производится под руководством главного механика шахты. При эксплуатации пневматических установок руководствуются «Правилами устройства и безопасной эксплуатации стационарных компрессорных установок, воздухопроводов и газопроводов».

При проектировании пневматических установок необходимо:

1) установить требуемою производительность компрессорной станции;
2) выбрать тип и число компрессоров, двигатели к ним;
3) установить давление сжатого воздуха на выходе компрессорной станции;
4) составить схему воздухопроводной сети и рассчитать ее;
5) произвести технико-экономические расчеты по определению капитальных затрат на оборудование и монтаж пневматической установки, определить проектную стоимость 1 $м^3$ воздуха и расход его на 1 т добычи, расход электроэнергии на 1 т добычи и на 1 $м^3$ воздуха.